

ЗАДАЧИ МЕХАНИКИ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ТРАНСПОРТА

3.1. Динамика движения транспортных модулей по струнной направляющей

Весьма высокие требования, предъявляемые к прочностным параметрам скоростного транспорта типа СТС, требуют решения комплекса теоретических и прикладных задач. Одной из наиболее сложных проблем является оценка границ допустимых режимов движения, при которых обеспечиваются необходимые статические и динамические характеристики (деформации, напряжения, перемещения, ускорения, собственные частоты, плавность хода и др.), обеспечивающие нормальное функционирование транспортной системы при эксплуатации. Задачи динамики и устойчивости такого рода обсуждаются, например, в монографиях [12, 13, 17, 25, 35].

Анализ должен проводиться в вероятностной постановке, однако на начальных этапах возможен детерминированный подход. Основными задачами динамического анализа являются:

- определение частот и форм собственных колебаний;
- расчет амплитудно-частотных характеристик;
- исследование режимов вынужденных колебаний.

В большинстве случаев цель расчета динамических характеристик транспортного агрегата состоит в определении ускорений и перемещений в контролируемых точках конструкции с последующим сопоставлением полученных значений с нормами и техническими условиями. При расчетах на случайные воздействия требования к этим параметрам необходимо рассматривать в вероятностной формулировке.

Опыт проектирования конструкций показывает, что для рационально спроектированных систем хорошие результаты дают даже простые модели, позволяющие применить нетрудоемкие численные решения (объем расчетов пропорционален динамическому несовершенству конструкции). Рациональность конструкции в большой степени определяется спектром ее собственных частот. Следовательно, весьма важно обеспечить заданные динамические свойства на этапе начального проектирования.

Механическое воздействие на модуль СТС со стороны пути проявляется в виде кинематического вибрационного нагружения (детерминированного или случайного) элементов транспортного средства. Динамика этого воздействия определяется состоянием пути, скоростью движения и упруго-диссипативными свойствами подвески транспортного модуля. Сама направляющая СТС подвергается периодическому нагружению от движущихся модулей с последующим распространением энергии возмущения в виде различных волн.

Модуль СТС позволяет реализовать чрезвычайно высокие скорости движения (свыше 700 км/ч). Так как интенсивность динамического воздействия пути на транспортный модуль с повышением скорости увеличивается, то требования к ходовой части последнего являются весьма высокими. Актуальность оптимизации параметров ходовых частей подвижного состава обусловлена тем, что создание амортизирующих устройств ограниченных размеров и веса, обеспечивающих безопасность движения, является достаточно сложной технической проблемой. К настоящему времени в области механики железнодорожного транспорта изучены различные вопросы колебаний элементов системы подвешивания, получены численные решения возникающих многомерных нелинейных динамических задач. При создании ходовой части подвижного состава используется теория виброзащиты транспортных машин и человека-оператора, изложенные, например, в работе Р.И. Фурунжиева [36].

Ряд положений, обсуждаемых в монографии В.А. Камаева [13] и относящихся к проблематике оптимизации ходовой части подвижного состава существующих конструкций железнодорожных локомотивов и вагонов, на наш взгляд, справедливы и для транспорта нового типа, каким является струнная транспортная система. Остановимся на них более подробно.

Своеобразие транспортных устройств как динамических объектов связано с тем, что источником колебаний является не только кинематические возмущения, возникающие при качении колес по направляющей, но и инерционные возмущения, возникающие при работе агрегатов. Установлено, что при качении колес, связанных жестко в колесные пары, в ряде случаев развиваются автоколебания. Исследование колебательного процесса усложняется вследствие высокого порядка математической модели системы при наличии нелинейных элементов. Определенное упрощение модели применительно к струнной транспортной системе связано с тем, что локомотив испытывает дополнительное воздействие от соседних вагонов или локомотива, а модуль рассматриваемой системы является функционально законченным транспортным объектом.

С точки зрения системного анализа необходимо одновременно рассматривать следующие основные взаимосвязанные колебания: над-рессорного строения в продольной вертикальной плоскости; необ-рессоренных масс в вертикальной плоскости; боковые колебания; ко-лебания в тяговом приводе и т.д. В [13] отмечается значительная сложность задачи оптимизации виброзащиты и ограниченное число работ, посвященных данному вопросу. В частности, цитируется работа, посвященная оптимизации параметров двухступенчатого рессор-ного подвешивания вагонов и электропоездов как динамической систе-мы с некорреляционными входными воздействиями [12].

Приходится констатировать, что анализ динамики транспортных средств затрудняется вследствие отсутствия достоверных данных о па-раметрах отдельных элементов расчетных схем. Практически отсутст-вуют характеристики диссипации в отдельных элементах кузова, про-тиворечивы количественные и качественные оценки возмущений со стороны пути. В связи с этим актуальны вопросы идентификации упругодиссипативных свойств элементов подвески экипажа на основа-нии экспериментальной информации.

Важно также учитывать взаимодействие вертикальных и боко-вых колебаний, обусловленное следующими причинами: технологиче-скими погрешностями при изготовлении упругодиссипативных эле-ментов и размещении центров масс основного оборудования; наличи-ем в подвешивании существенно нелинейных элементов (например, стыков с кулоновым трением); особенностями передачи усилия тяги. Силы в контакте колеса с рельсом являются определяющими для боко-вых колебаний и, в свою очередь, зависят от вертикальных колебаний.

Возбудителями колебаний транспортного модуля являются гео-метрические неровности направляющей и колес, нестабильность упругодиссипативных характеристик струнной транспортной линии; воздействия со стороны воздушной среды; случайные изменения ха-рактеристик подвешивания; управляющие воздействия. Воздействия со стороны воздушной среды интенсивно растут с увеличением скоро-сти движения. В настоящее время обоснованный выбор какого-либо за-кона взаимодействия колеблющегося экипажа с воздушной средой за-трудняется в связи с отсутствием опытных данных и большой сложнос-тью задачи о движении тела в пограничном слое воздуха. При расчете динамики поездов существующей конструкции, скорость движения которых обычно не превышает 200 км/ч, этим фактором пренебрега-ют. Ясно, что в анализе движения сверхскоростного транспорта СТС такое допущение является некорректным.

Воздействия, вызываемые работой основных агрегатов, имеют полигармонический вид и зависят от характеристик установленного оборудования.

Обычно задачу уменьшения вибрации от силовых агрегатов мож-но решать вне связи с проблемой конструирования ходовой части [13], что мотивируется заметным различием возмущающих частот от обо-рудования и собственных частот экипажа как системы твердых тел с упругими связями при небольшой массе оборудования по отношению к массе экипажа. Применительно к СТС это допущение нуждается в обосновании. Действительно, масса модуля сопоставима с массой обо-рудования; иным (по сравнению с обычными поездами) является соот-ношение частот возмущающих колебаний и собственных частот коле-баний транспортного модуля.

Ряд задач механики связан с аэродинамикой транспортного моду-ля. Отсутствие в настоящее время теории расчета коэффициента аэро-динамического сопротивления C_x оставляет приоритетными экспери-ментальные методы определения указанного параметра. В [6] уста-новлено, что применительно к магистральным автопоездам имеется устойчивое корреляционное поле, позволяющее установить взаимо-связь между результатами модельных и натуральных испытаний. Для вы-числения коэффициента аэродинамического сопротивления натурно-го объекта предложена формула

$$C_x = C_{x0} + K_\beta \beta,$$

где $C_{x0} = C_{x0}^{\text{мод}} \lambda$, λ — корреляционный коэффициент от модели к нату-ре; K_β — коэффициент учета угла натекания потока; β — угол натекан-ия воздушного потока; $C_{x0}^{\text{мод}}$ — коэффициент аэродинамического со-противления масштабной модели при нулевом угле натекания потока ($\beta = 0$).

В качестве первого приближения приведенная зависимость мож-ет быть использована для аэродинамического проектирования перс-пективных транспортных средств. Более точные данные могут быть получены в аэродинамической трубе на моделях транспортного моду-ля, имеющих различную конфигурацию.

Струна. В главе 4 приводятся результаты расчета колебаний струнной транспортной линии в предположении ее однородности, что позволяет применить принцип Даламбера.

Направление совершенствования разработанной динамической модели определяется тем, что СТЛ, как упругая механическая систе-ма, по всей видимости, является квазиоднородной, так как она образо-вана периодическим чередованием участков с одинаковыми парамет-рами (отрезками струнной линии между соседними опорами). Такие

системы, не являясь вполне однородными, в определенных условиях действуют аналогично однородным, образуя форму колебаний, близкую к синусоидальной и допуская существование бегущих и стоячих волн [32]. В частности, указанными свойствами обладают длинные валы со многими кольцевыми проточками или прикрепленными на равных расстояниях одинаковыми дисками. Параметрическое силовое воздействие передается по квазиоднородной динамической системе в виде бегущих волн с фазовой скоростью, определяемой по формуле [17]:

$$v = \sqrt{c/J},$$

где c — жесткость участка; J — момент инерции характерного участка, (характерный участок измеряется числом участков (или масс), проходящих в секунду).

Таким образом, дистанционное воздействие будет ощущаться через некоторый промежуток времени, за который волна, теряя энергию вследствие демпфирования, пройдет всю систему. Экспериментальные исследования распространения колебаний [32] показали, что традиционные методы расчета динамических систем (принцип Даламбера, уравнения Лагранжа 2 рода), основанные на законах Ньютона, достоверно определяют только стоячие волны, т.е. собственные частоты и соответствующие им формы колебаний.

Нагружение системы при вынужденных резонансных колебаниях определяется как стоячими, так и бегущими волнами. Так как в бегущей волне, существование которой обусловлено диссипативными свойствами линии, разные сечения колеблются в различных временных фазах, а стоячая волна характеризуется одинаковыми временными фазами, то между усилиями, определяемыми бегущей волной и перемещениями, определяемыми стоячей волной, существует сдвиг фаз, обнаруживаемый при экспериментальном исследовании. Для уточненного определения силовых факторов, действующих на участках, когда энергия возмущения распространяется по системе, необходимо учитывать сдвиги фаз, определяемые фазовыми скоростями бегущих волн [32].

Определенный интерес имеет оценка динамического воздействия со стороны направляющей на транспортный модуль, вызванное неровностями поверхности головки, при различной скорости движения. Этот фактор в первую очередь скажется на усталостной прочности деталей транспортного модуля и стабильности контактирования пары колесо—направляющая.

Так как поперечное сечение струнной транспортной линии мало по сравнению с существующими путевыми структурами (мостами, пу-

тепроводами и т.д.), по всей видимости, маловероятны критические режимы, вызывающие потерю прочности или устойчивости направляющей при действии ветровых нагрузок (применительно к мостовым конструкциям этот вопрос обсуждался в работе [45]). Однако требуют дополнительного изучения колебания направляющей аэродинамической природы [44] с точки зрения обеспечения плавности хода при высокоскоростном движении.

3.2. Прочность транспортных модулей и струнной направляющей

Безопасность эксплуатации СТС определяется прочностью элементов струнной линии и транспортного модуля. Рассмотрим особенности прочностной оценки на основании существующих расчетных методов.

Направляющая. Направляющая струнной транспортной системы имеет композитную конструкцию (рис. 1.3, 2.10). Струны, как элементы, воспринимающие усилие натяжения, состоят из отдельных проволок или полос и представляют собой трос без скрутки. Монолитность струны обеспечивается защитной оболочкой. Струны связаны между собой посредством заполнителя. Заполнитель из материала с высокими демпфирующими свойствами и струны заключены в окаймляющий элемент — корпус, являющийся тонкостенной оболочкой прямоугольного или криволинейного сечения. Контактная нагрузка воспринимается головкой с износостойким покрытием.

Таким образом, элементы с различными функциональными свойствами (высокопрочные струны, демпфирующий заполнитель, тонкостенный защитный корпус, головка с высокой контактной жесткостью и антифрикционным покрытием) обеспечивают необходимые характеристики направляющей в целом.

В настоящее время имеется значительный опыт исследования напряженного состояния отдельных элементов рассмотренной выше композитной структуры. К примеру, известны методы расчета тросовых лент с учетом произвольного повреждения тросов [3], напряженно-деформированного состояния оболочечных конструкций с наполнителем [9] и многослойных деталей [27]. Экспериментально установлена зависимость параметров изгибных колебаний от статического растяжения [21]. Однако для прочностного исследования направляющей СТС необходимо построить модель, комплексно учитывающую механические свойства всех составных частей, адгезионное взаимо-

действие в соединении головка—корпус, контактное нагружение головки и предварительное натяжение струн. В качестве начального приближения можно использовать модель соединения, описанную в [48]. Анализ прочности и устойчивости опор СТС не представляет значительной трудности и базируется на известных методах расчета стержневых конструкций типа рам и ферм с учетом особенностей нагружения каждого вида опор (таблица).

Таблица

Вид опоры	Источник нагрузки	Характер нагрузки
Поддерживающая	Вес путевой структуры и транспортного модуля	Вертикальная статическая порядка 10 тс
	Компонента нагрузки, обусловленная движением транспортного модуля	Вертикальная динамическая
	Ветровая нагрузка	Поперечная нестационарная
Тормозная	Разгон и торможение транспортных модулей	Продольная динамическая
	Вес конструкции на наклонных участках трассы; различие температурных деформаций на соседних участках	Продольная статическая
Анкерная	Натяжение струн в процессе строительства или при обрыве	Продольная однократная порядка 100...1000 тс
	Натяжение струн на первой и последней анкерных опорах	Продольная статическая порядка 100...1000 тс
	Температурные деформации струн	Продольная статическая, достигающая 20% от усилия натяжения

Для уточненного исследования могут привлекаться современные матричные методы расчета упругих систем [18, 25]. Определенную специфику имеет оценка прочности опор при аварийных ударах [10], а также изучение нагружения гибких (тросовых) элементов, используемых при закреплении опор на водных участках трассы [29].

Транспортный модуль. При проектировании транспортного модуля СТС необходим современный подход, стирающий различия между конструкторским, прочностным и технологическим аспектами, который нашел широкое распространение при создании высокоскоростного транспорта (например, в авиации) [15]. Метод, когда оптимальные результаты достигаются путем локального варьирования свойств материала в зонах концентрации напряжений, связан с применением композитов и позволяет снизить массу конструкции, затраты на изго-

товление и эксплуатацию, повысить безопасность, срок службы и комфортабельность.

Однако расчет композитных конструкций весьма сложен, что связано с анизотропией упругости и прочности, неоднородностью и сравнительно небольшими (по сравнению с металлами) допустимыми деформациями, а также с остаточными напряжениями и явлением деградации (старения) композитов. Так как существует много вариантов разрушения: от растяжения, сжатия, сдвига в плоскости листа, межслоевого сдвига, плоского растяжения и т.д., необходимо иметь показатели свойств при растяжении, сжатии и сдвиге анизотропного монослоя в виде серии графиков, иллюстрирующих изменение прочности и упругости в зависимости от ориентации волокна в матрице.

При наличии информации о внешних нагрузках на транспортный модуль (инерционные и аэродинамические силы, колебания двигательной установки и др.) и критериев разрушения материала, становится возможным анализ и оптимизация напряженного состояния всего модуля. Это достижимо путем компьютерного расчета современными дискретными методами, согласно которым моделируется нагружение совокупности элементов (стержней, панелей и мембран).

3.3. Трибология контакта колесо—струна

Одним из наиболее важных аспектов функционирования СТС является трибологический. Фрикционное взаимодействие при качении колес по струнной транспортной линии имеет ряд особенностей.

Так, движение модулей происходит со скоростью, значительно превышающей скорость традиционных видов железнодорожного транспорта. Кроме своего непосредственного назначения — осуществления движения в нужном направлении и передачи тяги — контакт качения конструктивно является токонесущим. Это делает его, на первый взгляд, весьма напряженным.

Однако при достаточно развитой площади контакта наряду с малым весом транспортного модуля удельные давления будут во много раз меньше, чем в сопряжении железнодорожное колесо — рельс. Кроме того, большая площадь контакта обеспечит снижение плотности тока до приемлемой величины.

При обеспечении прилегания значительной части поверхностей колеса и головки струнной транспортной линии существенно облегчается реализация усилий тяги и торможения. Таким образом, конструктивно высокая степень прилегания оказывается эффективной как в плане передачи касательных напряжений в условиях малого веса

транспортного модуля, так и снижения нормальных контактных напряжений и плотности тока. Вместе с тем, возникает дополнительное скольжение, обусловленное геометрией конформного контакта качения [7].

Важным является выбор профиля рабочей поверхности колеса и головки направляющей СТС с точки зрения повышения износостойкости. Так, в духе методологии, изложенной в работе [38], целесообразно рассчитать оптимизированный профиль, приближающийся к форме естественного износа для данного вида сопряжения. В частности, согласно [38], расчетная долговечность профиля, совпадающего с изношенным, в сравнении со стандартным профилем железнодорожного колеса, увеличивается на 12%. Кроме повышения износостойкости, можно ожидать, что в результате оптимизации профиля возрастет тяговая способность за счет более равномерного распределения сил трения в зоне контактирования. Это удобно реализовать в конструкции СТС, которая пока не "закрепощена" стандартом на профиль направляющей и колеса.

С методической точки зрения исследование фрикционного взаимодействия колеса с направляющей приводит к формулировке ряда контактных задач, сложность которых зависит от числа принимаемых допущений и упрощающих гипотез. Рассмотрим возможную последовательность развития соответствующих формулировок.

1. Для ориентировочного расчета контактных напряжений при оценке прочности головки струнной линии можно пренебречь влиянием сил трения и воспользоваться простыми аналитическими зависимостями, полученными в предположении, что область контактирования мала по сравнению с размерами колеса и головки [5].

2. Более сложная модель необходима для учета процесса передачи тангенциальной нагрузки и описания эффекта образования контактных зон проскальзывания и сцепления вследствие приложения тяговых и тормозных усилий. Трудность решения таких задач связана с различным видом граничных условий, которые должны удовлетворяться в зонах проскальзывания и сцепления. Конфигурация этих зон заранее неизвестна. В этом случае представляют интерес численные модели, предложенные различными авторами, и обсуждаемые в известной обобщающей монографии по контактной механике К. Джонсона [7]. Для случая взаимодействия упругого колеса с упругим основанием Калкер предложил модель частичного проскальзывания в соответствии с нелинейной теорией скольжения [46].

3. Проскальзывание в сопряжении колесо—рельс, всегда сопутствующее реализации тяги движителя, в то же время является причиной диссипации энергии за счет внешнего трения и износа поверхности. Следовательно, развитие вышеуказанных моделей связано с необхо-

димостью описания кинетики переходных процессов с учетом изменения параметров контакта во времени, например, изнашивания деталей транспортной системы при ее эксплуатации. Здесь также оказываются полезными модели в рамках вариационных методов механики, основанных на энергетических принципах.

Проскальзывание и изнашивание. Для математического описания переходного процесса при качении с учетом изнашивания, инициированного проскальзыванием, перспективен вариационный подход, описанный в [37]. При проведении численного исследования полей напряжений и перемещений в области контакта, разделяющейся на зоны сцепления и проскальзывания, задавалась программа нагружения, при которой отношение тангенциального усилия T_T к нормальному N менялось от нуля до предельного значения, равного силе трения fN и соответствующего началу скольжения. С целью моделирования зависимости коэффициента трения от скорости проскальзывания \dot{u} задавалась аппроксимация $f(\dot{u})$ на локальном участке контакта при переходе от покоя к скольжению.

Расчет ресурса колеса и головки направляющей исходя из максимально допустимого износа $[I_v]$ можно выполнить в предположении, что интенсивность линейного изнашивания зависит от давления в степени $\gamma > 1$

$$i(x, t) = K_I p^\gamma(x, t).$$

При граничноэлементарной дискретизации контакта путь трения для j -ого участка поверхности h определяется разностью перемещений на соседних этапах нагружения r и $r + 1$

$$\Delta u_j^r = u_j^r - u_j^{r-1}, \quad r = 1, \dots, n; \quad j = 1, \dots, m.$$

Если проскальзывание достаточно мало по сравнению с шагом дискретизации, можно пренебречь изменением контактного давления на локальном участке поверхности за элементарную стадию изнашивания. В результате при общем числе шагов изнашивания q объемный износ можно найти суммированием

$$I_v = \sum_{r=1}^q \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m K_I p^\gamma(x_j, t^r) (u_j^r - u_j^{r-1}) h.$$

Для обеспечения эффективной работы СТС в режиме разгона и торможения модулей важным является достижение хорошего сцепления ведущих колес с направляющей при малом (в сравнении с обычным локомотивом) весе транспортного модуля. Как отмечено выше, облегчение эксплуатационного режима СТС обеспечивается конформностью (прилеганием) контактирующих поверхностей. Исследование контактного взаимодействия при качении тел с конформными поверхностями проводилось в [24]. Кроме того, возможна оптимизация кинетической зависимости коэффициента сцепления. В противовес известному мнению о том, что коэффициент сцепления при боксовании колеса снижается, недавние экспериментальные исследования показали допустимость боксования для увеличения потенциального коэффициента сцепления [30]. В связи с этим представляет интерес определение уровня проскальзывания, который обеспечивает максимальное тяговое усилие T_T при минимуме энергетических потерь A_f и износа поверхности I_v . Формулировка задачи оптимизации с учетом взаимного влияния параметров имеет следующий вид

$$\begin{aligned} \max T_T; \quad T_T &= \int_0^{S_c} \tau \, ds; \\ \min I_v; \quad I_v &= I_v(A_f); \quad A_f = A_f(\dot{u}, \tau, S_s); \\ \dot{u} &= \dot{u}(f); \quad \tau = \tau(f); \quad S_s = S_s(f); \end{aligned}$$

причем $f = f(\dot{u})$.

С использованием численного моделирования [37] были получены расчетные оценки изменения объемного износа I_v в зависимости от T_T/N при различном соотношении коэффициентов трения покоя f_0 и скольжения $f_s = f_0 + \Delta f$. Установлено, что износ нелинейно зависит от коэффициента сцепления T_T/N . При $\Delta f < 0$ на зависимости $I_v(T_T/N)$ можно выделить два участка — пологий, соответствующий малым значениям T_T/N , и участок резкого увеличения износа при соотношении T_T/N , близком к предельному. Отмеченный результат согласуется с данными экспериментов по измерению потерь энергии при осциллирующей тангенциальной нагрузке.

Более резкое возрастание предельного усилия и величины износа $I_v(f)$ с повышением тягового усилия T_T , характерное для случая $\Delta f > 0$, объясняется одновременным увеличением длины зоны проскальзывания и тангенциальных контактных напряжений в ней, что отсутствует при $\Delta f \leq 0$. Это подтверждается явлением самопрекраща-

ющегося боксования [30], наблюдаемым в интервале скоростей движения локомотивов от 0 до 70 км/ч (зафиксировано значение $\Delta f = 0,8f_0$). Такая кинетическая зависимость, очевидно, связана с повышением адгезионного взаимодействия поверхностей вследствие удаления антифрикционных пленок (пыли, окислов, влаги, смазки) и образования наслоений частиц износа. Можно прогнозировать, что при надлежащем выборе параметров контактирования этот полезный эффект будет проявляться при проскальзывании колес модуля СТС в соответствующем диапазоне скоростей движения. Для выбора параметров трения f_0 и Δf в реальных условиях эксплуатации необходимо установить функциональную связь указанных характеристик с состоянием поверхности до и после проскальзывания.

Особенности фрикционного воздействия в устройствах передачи тяги канатных дорог, подъемниках и т.д., использующих гибкую направляющую, рассматриваются в [49]. Полученные авторами соотношения описывают граничные случаи упругого скольжения канатного шкива для различных пар контактирующих поверхностей.

Электропроводность. Как указано в [14], для повышения работоспособности сильноточных скользящих контактов следует применять металлические контакты со смазкой, наполненной дисперсными электропроводными наполнителями или композиционные металлсодержащие материалы. Оптимизация свойств контакта, достигаемая при использовании металлизированных твердых смазок, введенных в состав композита, позволяет эксплуатировать такие токосъемники при скорости скольжения до 100 м/с.

Менее напряженным оказывается токосъем в контакте качения для запитки электропривода модуля СТС (подобно колесу электровоза). Непрерывное "обновление" зоны контакта при качении улучшает условия теплоотвода, что создает предпосылки для увеличения скорости. Вместе с тем, следует провести, с одной стороны, исследования напряженно-деформированного состояния контакта тел, имеющих поверхностный слой со сложной композитной структурой и работающего в условиях упругогидродинамической смазки с учетом прохождения электрического тока (прочностной аспект). С другой — важно исследовать роль напряженного состояния контакта в прохождении электрического тока и теплообразовании (электрический и температурный аспект).

Температура. Особенностью фрикционного взаимодействия между колесом и направляющей струнной транспортной линии являются высокие скорости проскальзывания, например, при аварийном торможении модуля. Такие скорости в настоящее время создаются при

разгоне специальных тележек на ракетных треках. Треки позволяют воспроизвести дозвуковые и сверхзвуковые скорости (до 2500 м/с), при которых температура поверхности трения может достичь температуры плавления трущихся тел [1, 19].

Однако для указанного вида испытаний имеет место режим скольжения полоза ракетной тележки по направляющей, существенно более напряженный по сравнению с качением колес транспортного модуля СТС. Тем не менее, анализ информации такого рода полезен при подборе материалов и оценке ресурса рассматриваемой системы.

Для изучения тепловой динамики трения в сопряжении колесо—рельс струнной транспортной системы, очевидно, окажутся полезными методы физического моделирования внешнего трения с использованием критериев подобия, которые, например, успешно применялись для отработки новых конструкций тяговых передач электровозов [4]. В качестве модели можно использовать роликовую пару, в которой колесо — направляющая имитируется при взаимном обкатывании роликов с некоторым проскальзыванием. Если последовательно задавать роликовой паре рабочие параметры, которые масштабными коэффициентами связаны с параметрами точек контакта природы, можно получить текущие значения коэффициентов трения.

Метод обобщенных переменных применим и для подбора оптимального состава материала токосъема. Износостойкость колеса, как детали токосъема, зависит от многих совместно и одновременно действующих факторов. В первую очередь можно назвать параметры режима работы (скорость, нагрузка, количество влаги, попадающей на контакт, температура); физико-механические параметры контакта (температуропроводность, дугостойкость, жесткость, твердость материала деталей), а также массу и геометрические характеристики контактирующих тел.

Хорошо известно, что площадь фактического контакта составляет незначительную долю от номинальной площади, определяемой геометрией тел. Следовательно, между взаимодействующими деталями имеются микрополости, заполняемые воздухом или иной средой и являющиеся причиной термосопротивления. В связи с этим определенную ценность имеют результаты решения задачи о контактировании [8], в которой подразумевается, что термосопротивление обратно пропорционально контактному давлению. Это позволяет исследовать влияние нагрузки, теплофизических и механических параметров соприкасающихся тел на контактное давление, тепловой поток и размеры области контакта.